

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平7-317706

(43) 公開日 平成7年(1995)12月8日

(51) Int.Cl.<sup>6</sup>

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

F 1 5 B 11/16

E 0 2 F 9/22

F 1 5 B 11/00

K

8512-3H

F 1 5 B 11/16

Z

8512-3H

11/00

Q

審査請求 未請求 請求項の数 3 O L (全 6 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号

特願平6-118021

(22) 出願日

平成6年(1994)5月31日

(71) 出願人 000003458

東芝機械株式会社

東京都中央区銀座4丁目2番11号

(72) 発明者 松本 哲

神奈川県座間市ひばりが丘4丁目5676番地

東芝機械株式会社相模事業所内

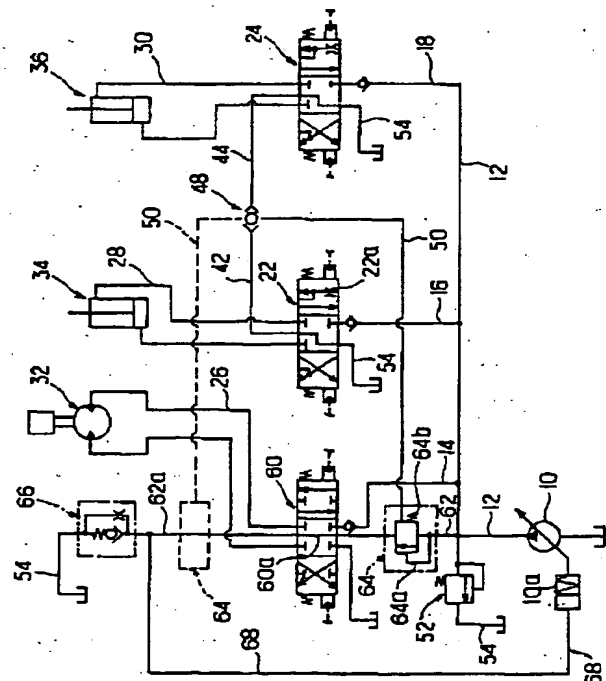
(74) 代理人 弁理士 浜田 治雄

(54) 【発明の名称】 建設機械の油圧回路

(57) 【要約】

【目的】 比較的大慣性のアクチュエータを含む建設機械の油圧回路において、複合操作性およびエネルギー効率の低下を防止する油圧回路を得る。

【構成】 アクチュエータは、大慣性の旋回用32と小慣性のブームおよびアーム用34、36とからなり、方向切換弁は、大慣性用のオープンセンタ型60と小慣性用のクローズドセンタ型34、36とからなり、方向切換弁60のバイパス通路60aには、タンクライン54に連通する圧油バイパスライン62を接続すると共に、このライン上に圧力補償付流量制御弁64と圧力発生手段66とを設け、さらに制御弁64には、その開方向にこの制御弁の上流側圧力を信号ライン64aを介して印加すると共に、閉方向には小慣性アクチュエータ34、36の最大負荷圧力を信号ライン42、44、高圧選択手段48、信号ライン50を介して印加し、そして可変容量ポンプ10の流量制御機構10aには圧力発生手段66の上流側圧力を信号ライン68を介して印加するように構成する。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 1つの比較的大慣性のアクチュエータと1つもしくは複数の比較的小慣性のアクチュエータとからなり、これらのアクチュエータに対して、それぞれネガティブ制御可変容量ポンプからの吐出圧油を、分岐ポンプライン、方向切換弁およびアクチュエータラインを介してパラレルに給排する建設機械の油圧回路において、

前記大慣性アクチュエータ用の方向切換弁はバイパス通路を有するオープンセンタ型に形成し、一方前記小慣性アクチュエータ用の方向切換弁はクローズドセンタ型に形成し、

前記オープンセンタ型方向切換弁の前記バイパス通路にはタンクラインに連通する圧油バイパスラインを接続すると共に、この圧油バイパスライン上に上流側から順に圧力補償付流量制御弁と圧力発生手段とを設け、

前記圧力補償付流量制御弁には、その開方向に当該制御弁の上流側圧力を印加すると共に、閉方向に前記クローズドセンタ型方向切換弁で発生する前記小慣性アクチュエータの負荷圧力および/またはその中の最大負荷圧力およびばね圧を印加して、前記圧力発生手段の上流側圧力を介して前記ネガティブ制御可変容量ポンプを制御するよう構成することを特徴とする建設機械の油圧回路。

【請求項2】 オープンセンタ型方向切換弁は、そのバイパス絞り通路を、フルストローク操作位置においても絞り連通状態に形成してなる請求項1記載の建設機械の油圧回路。

【請求項3】 大慣性アクチュエータは旋回アクチュエータであり、小慣性アクチュエータはブーム、アームおよび/またはその他のアクチュエータである請求項1記載の建設機械の油圧回路。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、建設機械の油圧回路、特に比較的大慣性のアクチュエータを含む油圧回路に係り、さらにこのような回路における複合操作性およびエネルギー効率の向上を達成することができる油圧回路の改良に関する。

## 【0002】

【従来の技術】 従来、この種の油圧回路は、ロードセンシング回路として構成することが好適であり、このような回路は一般に公知である。

【0003】 図4は、この種の油圧回路を示すものである。なお、図示例においては2つのアクチュエータ系統のみが示されている。しかるに、図4においては、ネガティブ制御可変容量ポンプ10のポンプライン12からの吐出圧油を、それぞれの分岐ポンプライン14、16、方向切換弁20、22およびアクチュエータライン26、28を介して、それぞれのアクチュエータ32、34へパラレルに給排する油圧回路が示されている。そ

ここで、前記各方向切換弁（クローズドセンタ型）20、22の入口には、それぞれ流量制御弁38、40を設け、そしてこれらに対して、その閉方向には当該流量制御弁38、40の出口側油路14a、16aの圧力をそれぞれの信号ライン38a、40aを介して印加すると共に、開方向には当該方向切換弁20、22で発生するアクチュエータ32、34の負荷圧力をそれぞれの信号ライン42、44を介して印加する。一方、可変容量ポンプ10の流量制御機構10aには、前記負荷圧力の中の高い方の圧力を高圧選択手段48および信号ライン50を介して導入するよう構成されている。なお、図中の参照符号52はリリーフ弁、54はタンクラインをそれぞれ示す。

【0004】 従って、このような構成によれば、一般的に、各方向切換弁20、22を操作すると、その開度に見合ったポンプ油量が、それぞれのアクチュエータ32、34へ供給される。しかも、この油量は、各アクチュエータ32、34の負荷圧力が変動しても常に一定に保持される。このように、この種の油圧回路においては、アクチュエータの駆動速度が、方向切換弁の操作量に比例して設定されると共に、この速度が負荷圧力の変動に拘らず常に一定に保持されるので、油圧回路すなわち機械の操作性、特に複合操作性を大幅に向上することができる。

## 【0005】

【発明が解決しようとする課題】 しかしながら、前記従来の油圧回路は、特にこの回路内に比較的大慣性のアクチュエータが含まれている場合に、以下に述べるような難点を有していた。

【0006】 すなわち、前記従来の油圧回路（図4参照）においては、例えばアクチュエータ32、34がそれぞれ大慣性の旋回用および小慣性のブーム用である場合に、これら両アクチュエータ32、34を同時操作（複合操作）すべく両方向切換弁20、22を、例えば同時にハーフレバー操作する場合（なお、この場合、ポンプ10の吐出能力は両アクチュエータ32、34を同時駆動するに十分な能力を有するものとする）を想定すると、ポンプ吐出圧力が漸次上昇する。これにより、先ずブームアクチュエータ34の駆動圧力（例えば130bar）では、ブームアクチュエータ34が駆動し、次いで旋回アクチュエータ32の駆動圧力（例えば250bar）では、旋回アクチュエータ32が駆動される。

【0007】 また、例えば、大慣性旋回アクチュエータ32を微速制御する場合に、その起動時に、先ず方向切換弁20を左方へ操作してポンプ10からの吐出圧油を流量制御弁38および前記方向切換弁20を介してアクチュエータ32へ供給してこれを駆動し、その後これを減速すべく方向切換弁20をやや中立位置に戻してその開口絞り通路の面積を減少させる場合を想定すると、この場合には、前記絞り通路20aの差圧が増大するの

で、油路14aの圧力に比較して信号ライン42の圧力が相対的に低下し、従って流量制御弁38はその閉方向に移動し、この結果ポンプ10からアクチュエータ32へ供給される圧油量が減少する。すなわち、アクチュエータ32が減速される。

【0008】しかるに、前述のような操作の場合に、前記従来の油圧回路においては、アクチュエータ32は、それ自体の大慣性によってその状態を維持し、もしくはその運動を継続し続けようとすることから、前者（複合操作）においては、所定の駆動圧力に上昇してもアクチュエータ32は即時には起動することなく、またこれに基因して回路内には高圧が発生する。また、後者においては、アクチュエータ32への圧油供給量が減少しても、アクチュエータ32は即座には減速することなく、またこれに基因して回路内には異常圧が生じて、キャビテーションおよびハンティングが繰返し発生する。そして、その高圧時には、リリース弁52がしばしば作動して、圧油が無駄に消費されていた。

【0009】このため、前記従来の油圧回路においては、いずれの場合にも前記高圧もしくは異状圧発生のために操作性が低下すると共に、前記圧油消費のためにエネルギー効率が低下する。また、特に前者の場合には、大慣性アクチュエータ32の前記起動遅れのために、すなわち定常駆動までの間は、低負荷圧力（小慣性）側のブームアクチュエータ34が、その駆動圧力とポンプ吐出圧力との間の差圧（ $250-130=120\text{ bar}$ ）を流量制御弁40の圧損として無駄に消費するため、さらにエネルギー効率が低下する等の難点を有していた。

【0010】そこで、本発明の目的は、比較的大慣性のアクチュエータを含む建設機械の油圧回路において、複合操作性およびエネルギー効率の低下を防止することができる油圧回路を提供することにある。

【0011】

【課題を解決するための手段】先の目的を達成するために、本発明に係る建設機械の油圧回路は、1つの比較的大慣性のアクチュエータと1つもしくは複数の比較的小慣性のアクチュエータとからなり、これらのアクチュエータに対して、それぞれネガティブ制御可変容量ポンプからの吐出圧油を、分岐ポンプライン、方向切換弁およびアクチュエータラインを介して平行に給排する建設機械の油圧回路において、前記大慣性アクチュエータ用の方向切換弁はバイパス通路を有するオープンセンタ型に形成し、一方前記小慣性アクチュエータ用の方向切換弁はクローズセンタ型に形成し、前記オープンセンタ型方向切換弁の前記バイパス通路にはタンクラインに連通する圧油バイパスラインを接続すると共に、この圧油バイパスライン上に上流側から順に圧力補償付流量制御弁と圧力発生手段とを設け、前記圧力補償付流量制御弁には、その開方向に当該制御弁の上流側圧力を印加すると共に、閉方向に前記クローズセンタ型方向切換弁

で発生する前記小慣性アクチュエータの負荷圧力および／またはその中の最大負荷圧力およびばね圧を印加して、前記圧力発生手段の上流側圧力を介して前記ネガティブ制御可変容量ポンプを制御するよう構成することを特徴とする。

【0012】前記の油圧回路において、オープンセンタ型方向切換弁は、そのバイパス絞り通路を、フルストローク操作位置においても絞り連通状態に形成することができる。

【0013】また、最も一般的には、大慣性アクチュエータは旋回アクチュエータによって、そして小慣性アクチュエータはブーム、アームおよび／またはその他のアクチュエータによって構成することができる。

【0014】

【作用】本発明においては、ネガティブ制御可変容量ポンプは、小慣性アクチュエータ用クローズセンタ型方向切換弁に連動すると共に、大慣性アクチュエータ用オープンセンタ型方向切換弁にも従属する圧力補償付流量制御弁を介して制御される。従って、本発明によれば、大、小慣性アクチュエータの同時駆動時等においてもこれら各アクチュエータが円滑にかつ損失なく駆動することが可能となる。すなわち、従来のこの種の油圧回路の難点であった複合操作性およびエネルギー効率の低下を防止することができる。

【0015】

【実施例】次に、本発明に係る建設機械の油圧回路の実施例につき、添付図面を参照しながら以下詳細に説明する。なお、説明の便宜上、図4に示す従来の構造と同一の構成部分には同一の参照符号を付し、詳細な説明は省略する。

【0016】まず、本発明に係る油圧回路のアクチュエータ系統の配列は、前記従来の油圧回路の場合と同様の構成からなる。そこで、本実施例においては、3つのアクチュエータ系統からなるものを示す。すなわち、図1において、油圧回路は、基本的には、ネガティブ制御可変容量ポンプ10のポンプライン12からの吐出圧油を、それぞれの分岐ポンプライン14、16、18、方向切換弁60、22、24およびアクチュエータライン26、28、30を介して、それぞれのアクチュエータ32、34、36へ平行に給排するよう構成されている。なお、ここで、前記アクチュエータは、1つの比較的大慣性の、最も一般的には旋回用のアクチュエータ32と、1つもしくは複数（図示の実施例では2つ）の比較的小慣性の、例えばブームおよびアーム用のアクチュエータ34、36とから構成されている。

【0017】しかるに、本実施例においては、このような構成において、先ず前記方向切換弁は、大慣性の前記旋回アクチュエータ32用の方向切換弁60は、バイパス通路60aを有するオープンセンタ型に形成され、また小慣性の前記ブームおよびアームアクチュエータ34、36用の方向切換弁22、24は、

4、36用の方向切換弁22、24は、通常のクローズドセンタ型に形成される。そして、これらの方向切換弁60および22、24は、それぞれパラレルに接続されている。さらに、オープンセンタ型方向切換弁60の前記バイパス通路60aには、一方にタンクライン54に連通する圧油バイパスライン62aを接続し、この下流側圧油バイパスライン62aに圧力発生手段66を設け、他方のポンプライン12に接続する方向切換弁60の上流側の圧油バイパスライン62に圧力補償付流量制御弁64を設けている。なお、圧力補償付流量制御弁64は、破線で示すように、方向切換弁60の下流側の圧油バイパスライン62aで圧力発生手段66の上流側に設けても良い。そして、前記圧力補償付流量制御弁64には、その開方向にこの制御弁64の上流側圧力を信号ライン64aを介して印加すると共に、閉方向には、クローズドセンタ型方向切換弁22、24で発生する小慣性アクチュエータ34、36の負荷圧力の中の最大負荷圧力（小慣性アクチュエータが1つの場合はその負荷圧力）を信号ライン42、44および高圧選択手段48、信号ライン50を介しておよびこれに加えてばね64bの圧力を印加する。さらにまた、可変容量ポンプ10の流量制御機構10aには、圧力発生手段66の上流側圧力、すなわち下流側圧油バイパスライン62aの圧力を信号ライン68を介して印加するように構成する。また、図中の参照符号52はリリーフ弁、54はタンクラインをそれぞれ示す。

【0018】次に、前記構成からなる本発明の油圧回路の動作につき説明する。先ず初めに、全ての方向切換弁60、22、24が中立位置にある状態では、クローズドセンタ型方向切換弁22、24の信号ライン42、44は、それぞれタンクライン54、54に接続されているので、信号ライン50の圧力は低圧に保持されている。従って、圧力補償付流量制御弁64は、信号ライン64aを介して印加される圧油バイパスライン62の圧力により開放状態に維持されているので、下流側圧油バイパスライン62aの圧力、すなわち信号ライン68の圧力はポンプライン12の高圧に保持され、この高圧が可変容量ポンプ10の流量制御機構10aに導かれ、制御圧力が高圧のときポンプ吐出流量を減少させるネガティブ制御により可変容量ポンプ10の吐出流量はミニマムに維持される。

【0019】前記の状態において、例えば小慣性のブームアクチュエータ34を微速駆動すべく、そのクローズドセンタ型方向切換弁22を、例えばハーフレバー位置まで、図において左方へ操作すると、ポンプ10からの吐出圧油は、ポンプライン12、分岐ポンプライン16、そして前記方向切換弁22の絞り通路22aを経て、アクチュエータライン28へ供給される。しかるに、この時、前記圧油圧力、すなわちアクチュエータ34の負荷圧力は、信号ライン42、高圧選択手段48、

信号ライン50を介して、圧力補償付流量制御弁64を開じる方向へ作用する。従って、圧力補償付流量制御弁64は、信号ライン68、流量制御機構10aを介して、ポンプ10の吐出流量を増大する方向に制御する。この結果、ポンプ10の吐出流量は、前記絞り通路22aでの差圧が常に一定となるように、つまりアクチュエータ34への供給油量がその負荷圧力の如何に拘らず常に一定となるように自動的に調整される。すなわち、アクチュエータ34は、その負荷圧力の変動に拘らず常に一定速度で単独操作される。

【0020】さらに、前記単独操作状態において、大慣性の旋回アクチュエータ32を同時駆動（複合操作）すべく、その方向切換弁60を、例えばハーフレバー位置まで、図において左方へ操作すると、図2に示すハーフレバー位置における油圧シンボル図から分かるように、圧油バイパスライン62は、絞り通路60bを介して下流側圧油バイパスライン62aにも、また絞り通路60cを介してアクチュエータライン26にも平行して接続される。従って、この状態では、圧力補償付流量制御弁64での流量制御に加え、絞り通路60aでも絞られるので、下流側圧油バイパスライン62aへ流れる圧油量は、ブームアクチュエータ34の単独操作時よりも減少し、これにより信号ライン68の圧力が低下して、流量制御機構10aを介してネガティブ制御により可変容量ポンプ10の吐出流量が増加し、この増加圧油分は旋回アクチュエータ32を駆動しようとする。

【0021】しかるに、この時、アクチュエータ32は、その慣性が大きいため直ちには駆動せず、従ってポンプライン12の圧力は前記ポンプの吐出流量増加により上昇しようとする。しかし、前記吐出流量増加分は、圧力補償付流量制御弁64によるものではなく、方向切換弁60のバイパス通路60a面積の減少によるものである。下流側の圧油バイパスライン62aへのバイパス流量はポンプライン12の圧力上昇に伴って増加することができ、この結果ポンプ吐出流量は減少する。すなわち、ポンプライン12の圧力が異常に上昇することはない。言換えれば、両アクチュエータ34、32の複合操作時には、ブームアクチュエータ34が作動しつつこの作動圧力が旋回アクチュエータ32にも作用し、この結果旋回アクチュエータ32がゆっくりと、しかも円滑に駆動する。すなわち、両アクチュエータ32、34は、その操作性およびエネルギー効率が低下することはない。

【0022】なお、大負荷アクチュエータ32の単独操作時には、このアクチュエータ32は、通常のネガティブ制御に従い、オープンセンタ型方向切換弁60を介してセンタバイパスブリードオフ制御されるので、円滑にかつ損失なく駆動されることは明らかである。

【0023】このように、本発明に係る油圧回路によれば、そのネガティブ制御可変容量ポンプを、小慣性アク

チュエータ用クローズドセンタ型方向切換弁に連動すると共に、大慣性アクチュエータ用オープンセンタ型方向切換弁にも従属する圧力補償付流量制御弁を介して制御するように構成したことにより、大・小慣性アクチュエータの同時駆動時等にも、これら各アクチュエータを円滑にかつ損失なく駆動することができる。すなわち、従来のこの種の油圧回路の難点であった複合操作性およびエネルギー効率の低下を確実に防止することができる。

【0024】次に、図3に、本発明に係る油圧回路の別の実施例を示す。本実施例は、そのオープンセンタ型方向切換弁70のバイパス絞り通路70bを、この弁のフルストローク操作位置においても絞り連通状態に設定するよう形成したものである。このことは、一般に旋回アクチュエータ32は、ブーム、アーム等、その他アクチュエータ34、36とは異なり、高速駆動を必要としないので、このように形成することにより、信号ライン68（図1参照）の信号圧力を常に所定の圧力に維持し、旋回アクチュエータ32への最大供給油量（最大駆動速度）を、他のアクチュエータ34、36のそれに比較して低減するように構成することができる。

【0025】以上、本発明の好適な実施例について説明したが、本発明は前記実施例に限定されることなく、本発明の精神を逸脱しない範囲内において多くの設計変更が可能である。

【0026】

【発明の効果】以上説明したように、本発明に係る建設機械の油圧回路は、1つの比較的大慣性のアクチュエータと1つもしくは複数の比較的小慣性のアクチュエータとからなり、これらのアクチュエータに対して、それぞれネガティブ制御可変容量ポンプからの吐出圧油を、分岐ポンプライン、方向切換弁およびアクチュエータラインを介してバラレルに給排する建設機械の油圧回路において、前記大慣性アクチュエータ用の方向切換弁はバイパス通路を有するオープンセンタ型に形成し、一方前記小慣性アクチュエータ用の方向切換弁はクローズドセンタ型に形成し、前記オープンセンタ型方向切換弁の前記バイパス通路にはタンクラインに連通する圧油バイパスラインを接続すると共に、この圧油バイパスライン上に上流側から順に圧力補償付流量制御弁と圧力発生手段とを設け、前記圧力補償付流量制御弁には、その開方向に当該制御弁の上流側圧力を印加すると共に、閉方向に前記クローズドセンタ型方向切換弁で発生する前記小慣性アクチュエータの負荷圧力および／またはその中の最大負荷圧力およびばね圧を印加して、前記圧力発生手段の上流側圧力を介して前記ネガティブ制御可変容量ポンプを制御するよう構成したことにより、ネガティブ制御可変容量ポンプを、小慣性アクチュエータ用クローズドセンタ型方向切換弁に連動すると共に、大慣性アクチュエ

ータ用オープンセンタ型方向切換弁にも従属する圧力補償付流量制御弁を介して制御することができ、大・小慣性アクチュエータの同時駆動時等にも、これら各アクチュエータを円滑にかつ損失なく駆動することが可能となる。

【0027】すなわち、本発明によれば、従来のこの種の油圧回路において発生していた複合操作性およびエネルギー効率の低下を確実に防止することができる。また、本発明の油圧回路は、比較的簡単に構成し得る利点を有する。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明に係る建設機械の油圧回路の一実施例を示す油圧系統図である。

【図2】図1に示す油圧回路の大慣性（旋回）アクチュエータ用オープンセンタ型方向切換弁のハーフレバー位置における油圧シンボル図である。

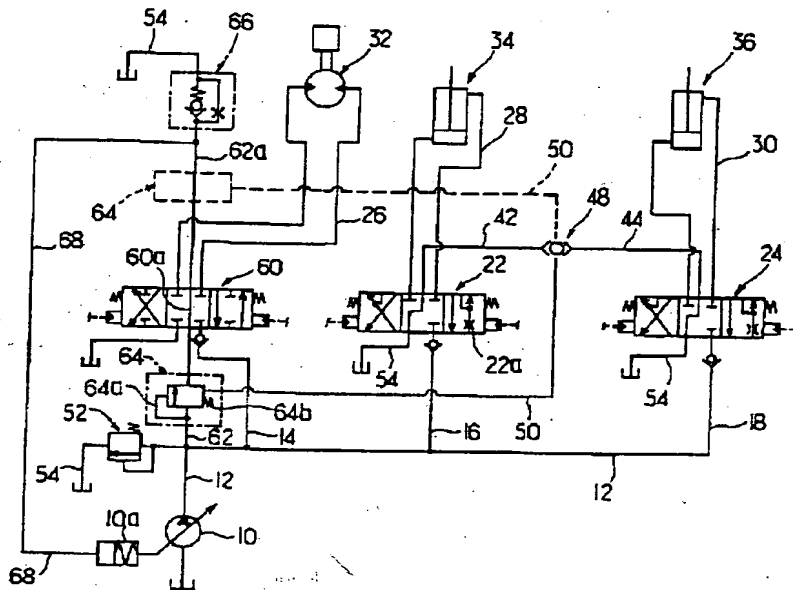
【図3】図1に示す油圧回路の大慣性（旋回）アクチュエータ用オープンセンタ型方向切換弁の別の実施例を示す油圧シンボル図である。

【図4】従来の建設機械の油圧回路の構成例を示す油圧系統図である。

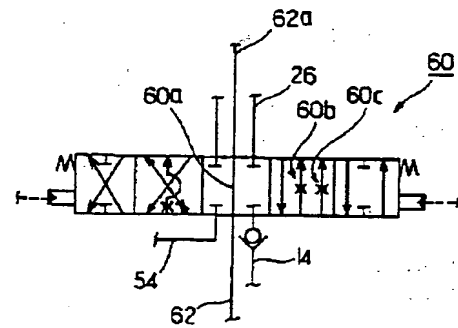
【符号の説明】

- 10 可変容量ポンプ
- 10a 流量制御機構
- 12 ポンプライン
- 14、16、18 分岐ポンプライン
- 22、24 クローズドセンタ型方向切換弁
- 22a 絞り通路
- 26、28、30 アクチュエータライン
- 32 大慣性（旋回）アクチュエータ
- 34 小慣性（ブーム）アクチュエータ
- 36 小慣性（アーム）アクチュエータ
- 42、44 信号ライン
- 48 高圧選択手段
- 50 信号ライン
- 52 リリーフ弁
- 54 タンクライン
- 60 オープンセンタ型方向切換弁
- 60a バイパス通路
- 60b、60c 絞り通路
- 62 圧油バイパスライン
- 62a 下流側の圧油バイパスライン
- 64 圧力補償付流量制御弁
- 64a 信号ライン
- 66 圧力発生手段
- 70 オープンセンタ型方向切換弁
- 70a バイパス通路
- 70b 絞り通路

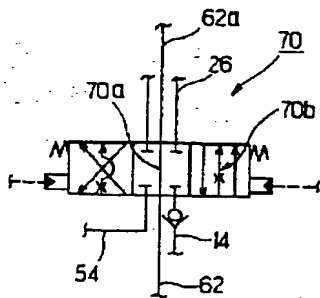
【図1】



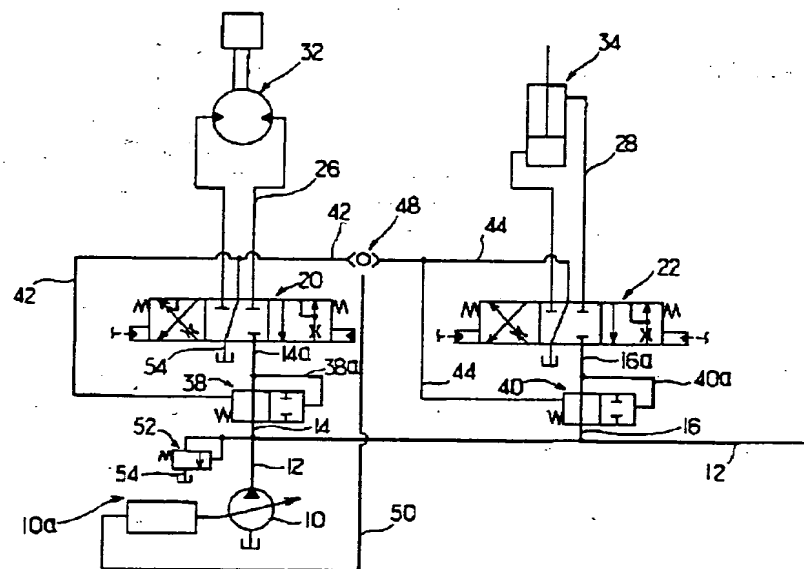
【図2】



【図3】



【図4】



フロントページの続き

(51) Int. Cl. 6

F 1 5 B 11/05

識別記号

片内整理番号

F I

技術表示箇所

A 8512-3H